

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»

Расчет осевой силы ротора в авиационном двигателе

Электронные методические указания к лабораторной работе

Самара

2011

Составитель: **Новиков Дмитрий Константинович**

Рецензент: д-р техн. наук, профессор В. Б. Балякин

Расчет осевой силы ротора в авиационном двигателе [Электронный ресурс] : электрон. метод. указания к лаб. работе / Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С.П. Королева (нац. исслед. ун-т); сост. Д. К. Новиков. – Электрон. тестовые и граф. дан. (208 Кбайт). - Самара, 2011. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

Методические указания предназначены для подготовки специалистов 2 факультета 4 курса по специальности 160301.65 «Авиационные двигатели и энергетические установки», специализирующихся по направлениям «Интегрированные информационные технологии и управление проектами в авиадвигателестроении», «Информационные технологии проектирования и моделирования в авиадвигателестроении» (Государственный образовательный стандарт второго поколения - ГОС-2), изучающих дисциплину «Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок» в 7 семестре.

Подготовлено на кафедре конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов СГАУ.

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2011

1 Цель работы

Цель лабораторной работы – познакомить студентов с методикой расчета осевых сил, действующих на ротор авиационного ГТД для практического закрепления лекционного материала.

2 Газовые силы, действующие на лопаточный венец ступени компрессора и турбины

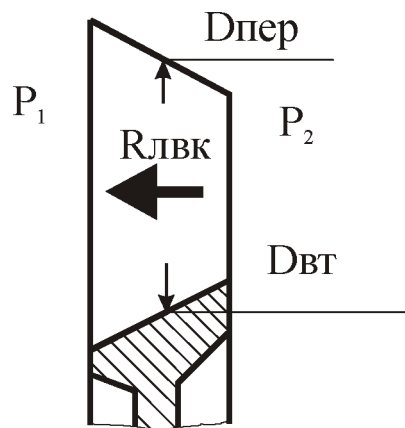


Рисунок 1. - Схема осевых сил, действующих на рабочую лопатку компрессора

ляющие скорости газового потока соответственно на входе и выходе из ступени, P_1 и P_2 – давление соответственно перед РК и за ним (рисунок 1), а f_1 и f_2 – соответственно кольцевые площади лопаточных венцов на входе и выходе из них. Если пренебречь незначительным уменьшением площади меридионального сечения, то можно считать $f_1 \approx f_2$. Эти площади можно определить по среднему диаметру на периферии $D_{пер}$ и на втулке $D_{вт}$ рабочего колеса (РК) (рисунок 1)

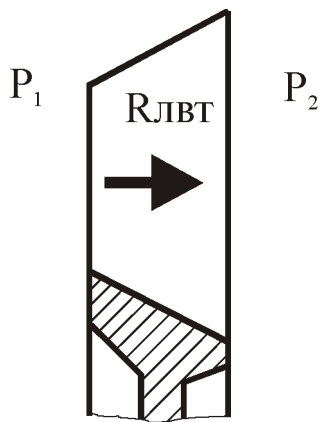


Рисунок 2. - Схема осевых сил, действующих на рабочую лопатку турбины

Осевой компрессор

Усилия, действующие на периферии и у втулки лопатки осевого компрессора (ОК), учитывать не будем, т.к. они зависят от конкретной конструкции ротора. Тогда для силы имеем

$$R_{лвк} = G(C_{2a} - C_{1a}) + P_2 f_2 - P_1 f_1,$$

где индекс *лвк* при силе R означает лопаточный венец компрессора; C_{2a} , C_{1a} – осевые составляющие скорости

$$f_1 = f_2 = \frac{\pi}{4} (D_{пер}^2 - D_{вт}^2). \quad (1)$$

Т.к. $C_{2a} \approx C_{1a}$, то $R_{дин} \approx 0$. Вследствие того, что сжатие идет по адиабате и давление растет быстрее, чем уменьшается площадь, то $R_{стат} > 0$ и это значение намного больше, чем динамическое, т.е. $R_{стат} \gg R_{дин}$. Поэтому для осевой силы, действующей на рабочие лопатки одной ступени, имеем

$$R_{лвк} = P_2 f_2 - P_1 f_1 \quad (2)$$

Газовая турбина

Аналогично для газовой турбины (ГТ) получаем

$$R_{\text{лвт}} = P_1 f_1 - P_2 f_2 \quad (3)$$

где индекс *лвт* в данном случае означает лопаточный венец турбины; P_1 и P_2 – давление соответственно перед рабочей лопаткой и после нее (рисунок 2).

3 Определение осевой силы ротора ВРД

Ротор располагается как минимум на двух подшипниках, один из которых – радиально-упорный (шариковый). В качестве радиальных подшипников обычно используют роликовые подшипники. Радиально-упорный подшипник фиксирует осевое положение ротора, а радиальный подшипник допускает осевое смещение ротора относительно роликов подшипника, которые не препятствуют этому. Так делают для компенсации температурных деформаций, которые всегда имеют место из-за изменения температуры по длине ротора. Осевое удлинение ротора по этой причине может составлять 5-7мм, и если не обеспечить свободы расширения на одном из концов ротора, то в нем возникают недопустимо большие деформации, ведущие к поломке.

В ГТД обычно применяют подшипники легкой серии. Поэтому РУП выдерживает не более $5T$ осевой нагрузки. Однако существует и нижняя граница этой силы, которая составляет $0,5T$. Если нагрузка меньше этой величины, то шарики могут работать с проскальзыванием, что значительно увеличивает их износ и снижает ресурс подшипников. Поэтому нагрузка на РУП должна находиться в диапазоне от $0,5T$ до $5T$.

В современных ОК осевая сила достигает $25T$. Обычно в ГТД существует жесткая осевая связь роторов компрессора и турбины, поэтому на РУП передается только разность между осевыми силами ОК и ГТ, которая составляет $10...15T$ и превышает допустимую нагрузку на РУП. Значит, требуются дополнительные конструктивные мероприятия для снижения осевой силы на РУП.

Для этого используются специальные разгрузочные полости, например полости **А** и **Б** (рисунок 3). Осевая сила $R_{\text{пун}}$, действующая на РУП, определяется как сумма осевых сил всех ступеней компрессора и турбины и усилия от разгрузочных полостей R_A и R_B :

$$R_K = \sum_{i=1}^n R_{\text{лвк}}^i, \quad (4)$$

$$R_T = \sum_{j=1}^m R_{\text{лвт}}^j, \quad (5)$$

$$R_{\text{пун}} = R_K - R_T - R_A + R_B, \quad (6)$$

где i , n и j , m – соответственно номера и количество ступеней ОК и ГТ.

В разгрузочные полости подаются соответственно давления P_1 и P_2 . Отсюда для R_A и R_B имеем:

$$R_A = \frac{\pi}{4} P_1 (D_1^2 - d_1^2) \quad R_B = \frac{\pi}{4} P_2 (D_2^2 - d_2^2). \quad (7)$$

Сила $R_{рун}$ далее через радиально-упорный подшипник передается на корпус двигателя. Разгрузка происходит по-разному для ТРД и ТВД, поэтому рассмотрим их отдельно.

4 Осевая разгрузка в ТРД

Для ТРД осевое усилие ОК по абсолютной величине много больше осевого усилия ГТ, т.е. $|R_{ок}| \gg |R_{гт}|$, т.к. $\pi_k > \pi_T$ (вследствие того, что часть газа расширяется в реактивном сопле). При этом на РУП приходится от 5 до 25% от тяги двигателя. Поэтому для разгрузки необходимо переднюю полость А наддувать воздухом с избыточным давлением, а заднюю Б – суфлировать с атмосферой.

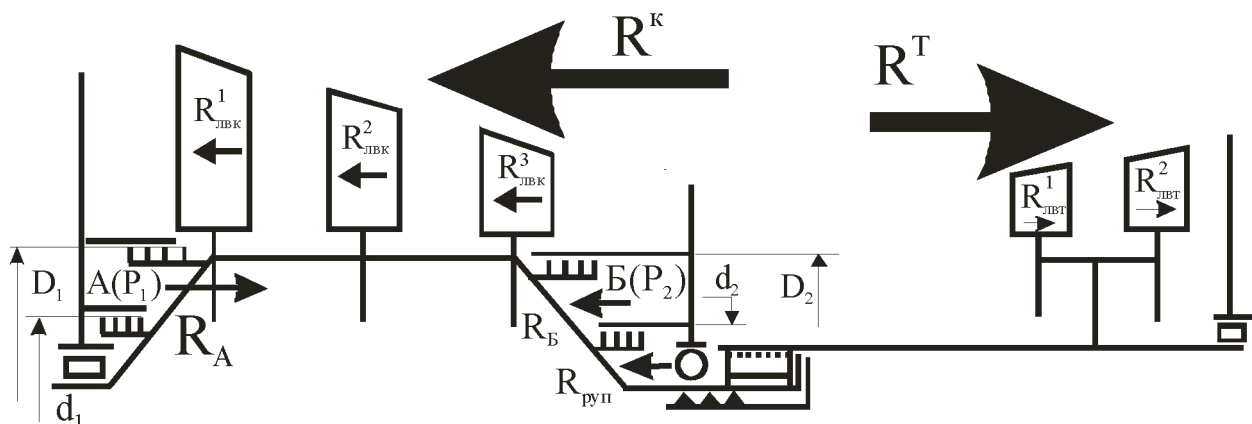


Рисунок 3. - Расчетная схема ротора авиационного ГТД

5 Осевая разгрузка в ТВД

Осевое усилие ГТ намного больше осевого усилия ОК $|R_{гт}| \gg |R_{ок}|$. Это связано с тем, что $\pi_k = \pi_T$, а площадь, на которую действует давление со стороны компрессора, меньше, чем со стороны турбины из-за повышения температуры в камере сгорания, благодаря чему увеличивается объемный расход газа и требуется большие проходные сечения. Вследствие этого приходится в ТВД переднюю полость суфлировать, а заднюю – наддувать.

В зависимости от расположения РУП, наличия дополнительных силовых элементов (стяжных болтов), усилий в разгрузочных полостях ротор может быть сжат или растянут, либо частично сжат, а частично растянут.

6 Порядок расчета осевой силы ротора

Если двигатель многовальный, необходимо выбрать каскад по указанию преподавателя. Для расчета осевой силы, действующей на рабочие лопатки одной ступени ОК или ГТ согласно формулам (2) и (3) нужно определить полное давление перед ступенью и после нее. Это выполняется следующим образом.

6.1. Определяется степень сжатия всего компрессора π_k или его каскада. Величины степеней сжатия для компрессоров и расширения для турбин всех двигателей, которые используются в лабораторной работе, приведены в приложении. Считая для простоты, что степени сжатия всех ступеней равны, получим следующее очевидное соотношение

$$\pi_k = \pi_{стк}^n, \quad (8)$$

где $\pi_{стк}$ - степень сжатия на одной ступени компрессора, n – количество ступеней компрессора.

Из формулы (8) путем логарифмирования получаем

$$\pi_{стк} = 10^{\frac{1}{n} \lg \pi_k}. \quad (9)$$

Если двигатель многокаскадный, то нужно взять для расчетов степень сжатия одного каскада.

6.2. Степень расширения газа на одной ступени турбины определим аналогично:

$$\pi_{стт} = 10^{\frac{1}{m} \lg \pi_m}, \quad (10)$$

где π_m – степень расширения газа в турбине, а $\pi_{стт}$ - степень расширения газа в одной ступени турбины.

6.3. Согласно определения и физического смысла $\pi_{стк}$ и $\pi_{стт}$ рассчитываются по следующим формулам (рисунок 4)

$$\begin{aligned} \pi_{стк} &= \frac{P_3}{P_1}, \\ \pi_{стт} &= \frac{P_1}{P_3}, \end{aligned} \quad (11)$$

где P_1 и P_2 соответственно давления перед рабочим колесом и после него для компрессора или перед сопловым аппаратом (СА) и после него для турбины.

Необходимо учесть, что сжатие в компрессоре и расширение в турбине происходит не только на рабочем колесе, но и в направляющем аппарате (НА) компрессора и СА турбины. Отсюда получаем для степени сжатия (расширения) ступени следующее очевидное соотношение (рисунок 4)

$$\pi_{cm} = \pi_{лвк(лвт)} \pi_{на(са)}, \quad (12)$$

где $\pi_{лвк}$ - степень сжатия на лопаточном венце компрессора, $\pi_{лвт}$ - степень расширения на лопаточном венце турбины; $\pi_{на(са)}$ - степень сжатия на НА компрессора ($\pi_{на}$) или степень расширения газа на СА турбины ($\pi_{са}$), которые определяются следующим образом:

$$\pi_{лвк} = \frac{P_2}{P_1}. \quad (13)$$

$$\pi_{лвт} = \frac{P_2}{P_3}. \quad (14)$$

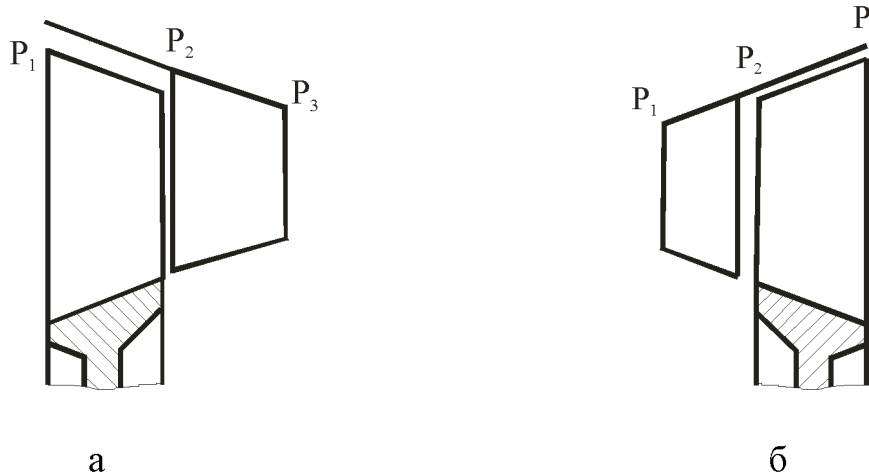


Рисунок 4. - К определению перепада давления на рабочую лопатку
а – компрессор, б - турбина

6.4. Для определения $\pi_{лвк}$ или $\pi_{лвт}$ необходимо задаться степенью реактивности компрессора и турбины $\rho_{к(т)}$. В компрессоре можно принять $\rho_k=0,5$, а в турбине $\rho_t=0,35$. Отсюда получим для компрессора

$$\pi_{лвк} = 10^{3,51 \lg \left[0,5 \left(\pi_{cm}^{0,286} + 1 \right) \right]} \quad (15)$$

и для турбины

$$\pi_{лвт} = 10^{-3,51 \lg \left(0,65 + \frac{0,35}{\pi_{cm}^{0,286}} \right)}. \quad (16)$$

6.5. Поскольку в основу методики расчета положено, что перепад давлений по всем ступеням компрессора (турбины) одинаков в пределах одного каскада, то в компрессоре будем определять перепад на первой ступени каскада.

Для компрессора необходимо определить полное давление перед ступенью. Если это одновальный двигатель, то следует принять $P_1 = 1 \text{ кгс/см}^2$. Тогда P_2 согласно формуле (13) определяется следующим образом

$$P_2 = \pi_{лвк} P_1. \quad (17)$$

Перепад давления на рабочей лопатке компрессора ΔP_K вычисляется по формуле

$$\Delta P_K = P_2 - P_1. \quad (18)$$

Если двигатель двухвальный, то P_1 принимается равным давлению за первым каскадом, а если трехвальный – то за вторым каскадом. Их величины определяются из приложения согласно степеням сжатия по соответствующим каскадам. Далее расчеты ведутся по формулам (17) и (18).

Для турбины в случае одновального двигателя P_1 следует брать равным давлению за компрессором. При этом не учитываются потери давления в камере сгорания. Давление P_3 за рабочим колесом (рисунок 4) определится из формулы (11)

$$P_3 = \frac{P_1}{\pi_{стт}}, \quad (19)$$

а давление P_2 перед ним – из формулы (14)

$$P_2 = P_3 \pi_{лет}. \quad (20)$$

В выражениях (19) и (20) $\pi_{стт}$ и $\pi_{лет}$ определяются по формулам (11) и (16). Таким образом, перепад давления на рабочей лопатке турбины ΔP_m определяется согласно (19) и (20) по формуле

$$\Delta P_m = P_2 - P_3. \quad (21)$$

Если двигатель многовальный, то за P_1 принимается давление после расширения в предыдущем каскаде. Его величина определяется по степени расширения газа в соответствующем каскаде турбины из приложения.

В двухвальном двигателе для турбины низкого давления P_1 определяется по формуле

$$P_1 = \frac{P_{квд}}{\pi_{твд}}, \quad (22)$$

где $P_{квд}$ – давление за компрессором высокого давления, $\pi_{твд}$ – степень расширения газа на турбине высокого давления.

Далее расчет ведется по формулам (19)-(21).

Для трехвального двигателя для турбины низкого давления давление на входе определяется по формуле

$$P_1 = \frac{P_{квд}}{\pi_{твд} \pi_{мсд}}, \quad (23)$$

где $P_{квд}$ – давление за компрессором высокого давления, $\pi_{твд}$, $\pi_{мсд}$ – степени расширения газа на турбинах соответственно высокого и среднего давления.

Далее расчет ведется по также формулам (19)-(21).

6.6. По формуле (2) вычислим осевую силу, действующую на лопаточные венцы ступеней компрессора и турбины. Для этого нужно определить площадь ступени по формуле (1). Средние диаметры периферии и втулки нужно взять для ступени в середине по длине компрессора или турбины. Диаметры замерить непосредственно с макета двигателя, продольного разреза или чертежа с помощью линейки. Замеры вести в сантиметрах.

6.7. Силы, действующие на ротор от лопаточных венцов компрессора R_k и турбины R_m соответственно определяются по формулам (4) и (5)

$$R_k = nR_{лвк}^{cm} \quad R_m = mR_{лвм}^{cm}, \quad (24)$$

где n и m соответственно число ступеней компрессора и турбины.

Формулы (24) записаны в предположении об одинаковых перепадах давления и площадях сечений на всех ступенях. Это предположение очень неточное, т.к. площади меридиональных сечений изменяются по длине двигателя, но оно позволяет провести расчеты быстро в течение лабораторной работы. Для повышения точности в предыдущем пункте было взято среднее по длине двигателя сечение компрессора или турбины. Если такое упрощение не принимать, то необходимо пользоваться формулами (4) и (5) и рассчитывать площади по формуле (1) для каждой ступени компрессора или турбины.

6.8 Вычислим по формулам (7) осевые силы, возникающие в разгрузочных полостях. Для этого необходимо определить давление в полостях А и Б. Обычно P_A принимается равным давлению на входе в компрессор высокого давления (ВД), а P_B – давлению на выходе из компрессора ВД. Величину давления записывать в кгс/см². Однако для каждого конкретного двигателя их величину необходимо согласовывать с преподавателем. Величины давлений в полостях указать на конструктивно-силовой схеме ротора, выполненной на предыдущей работе. Геометрические размеры разгрузочных полостей D_1, d_1, D_2, d_2 определяются с макета или плаката с помощью линейки или рулетки. Размеры снимать также в сантиметрах. Эти размеры также нанести на конструктивно-силовую схему ротора, подобно тому, как это сделано на рисунке 3.

6.9 Если сила не укладывается в заданные пределы, то необходимо изменить диаметры разгрузочных полостей, входящие в формулы (7) и произвести перерасчет.

6.10 Определим силу, действующую на РУП по формуле (6).

6.11 Сделать вывод о величине и направлении нагрузки на РУП: указать, в какую сторону (по полету или против него) она действует, укладывается ли в заданный диапазон, который указан в разделе 3 настоящей работы, и что надо делать, если не укладывается.

6.12 Составить диаграмму осевых сил, действующих на ротор. Соотношение между векторами сил должно соответствовать вычисленным значениям сил. Поэтому диаграмму сил нужно строить в масштабе, позволяющем разместить ее на стандартном листе формата А4. Пример выполнения диаграммы представлен на рисунке 5.

6.13 На основании анализа диаграммы показать, какие участки ротора работают на растяжение, а какие – на сжатие.

6.14 Оформить работу и отчитаться перед преподавателем.

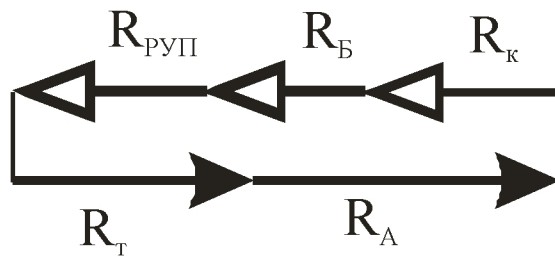


Рисунок 5. – Пример оформления диаграммы осевых сил ротора

7 Индивидуальные задания

Рассчитать осевую нагрузку на радиально-упорный подшипник роторов или их каскадов следующих двигателей:

№ задания	Марка двигателя	Каскад (двигатель)
1	АИ-24	АИ-24
2	НК-12	НК-12
3	Д20П	Низкого давления
4	Д20П	Высокого давления
5	Д30	Низкого давления
6	Д30	Высокого давления
7	АИ-25	Низкого давления
8	АИ-25	Высокого давления
9	АЛ-31Ф	Низкого давления
10	АЛ-31Ф	Высокого давления
11	НК-8	Низкого давления
12	НК-8	Высокого давления
13	Р11Ф2-300	Низкого давления
14	Р11Ф2-300	Высокого давления
15	Д-36	Вентилятора
16	Д-36	Среднего давления
17	Д-36	Высокого давления

8 Методические указания по проведению лабораторной работы

1. Получить задание на работу из списка, приведенного в разделе 7 из расчета 1 человек на ротор какого-либо каскада для многовального двигателя или всего двигателя, если он одновальный.
2. Изучить методические указания к лабораторной работе.
3. Выполнить конструктивно-силовую схему ротора своего двигателя или его каскада с указанием на схеме полостей разгрузки.

Далее лабораторная работа имеет три уровня сложности:

1 уровень. Работа выполняется в течение 4 академических часов в аудитории и заключается в расчете нагрузки на РУП по упрощенной методике

для средней по оси ступени компрессора или турбины. Необходимые для этого геометрические параметры снять с макета двигателя и с чертежей продольного разреза. Сделать вывод о величине и направлении нагрузки на РУП: указать, в какую сторону (по полету или против него) она действует и укладывается ли в допускаемый диапазон от $0,5T$ до $5T$. Указать, что надо делать, если нагрузка в этот диапазон не укладывается.

2 уровень. Работа выполняется в течение 8 академических часов в аудитории и заключается в проектировании разгрузочных полостей.

1. Задать три значения диаметров расположения лабиринтных уплотнений разгрузочных полостей и провести расчет нагрузки на РУП.
2. Построить зависимость нагрузки на РУП от диаметра расположения лабиринтного уплотнения. Выбрать оптимальное значение диаметра, обеспечивающее минимальную величину нагрузки на РУП.
3. Для повышения точности принятой модели провести расчет осевых сил от лопаточных венцов компрессора и турбины по формулам (4) и (5) методических указаний. В этом случае учитывается изменение площади меридионального сечения по ступеням и существенно повышается точность расчетов, но увеличивается время, необходимое для выполнения работы. Такую модель можно использовать при проведении проектной работы.

3 уровень. Работа выполняется в течение семестра с привлечением готовых программных средств и является основой для проектной работы. Работа является исследовательской и заключается в расчете граничных давлений по уточненным методикам с проведением расчетов на прочность основных элементов ротора компрессора и турбины.

1. Рассчитать распределение давлений между ступенями по программе «Астра».
2. Рассчитать осевую силу, действующую на ротор всего каскада.
3. Провести расчет давлений в разгрузочных полостях по методике, изложенной в справочнике /2/ и по программе Харьковского политехнического института.
4. Провести анализ результатов и сравнительную оценку двух использованных методов.
5. Подобрать радиусы разгрузочных полостей, обеспечивающих оптимальную нагрузку на РУП.
6. Подобрать тип и номер радиально-упорного подшипника.
7. Определить необходимые усилия затяжки основных элементов ротора по методике, изложенной в /3/.

9 Вопросы для входного контроля

1. Чем силовой пояс отличается от опоры?
2. Сколько опор может иметь одновальный ротор?
3. Объясните, в чем заключается статическая неопределимость роторной системы по радиальным связям.

4. Объясните назначение радиально-упорного подшипника и укажите допустимый диапазон нагрузки на него.
5. Может ли одновальный двигатель иметь два радиально-упорных подшипника? Объясните, почему.
6. Какими элементами конструкции образуется разгрузочная полость?
7. В какую сторону действует осевая сила от компрессора (по полету, или против него)? Объясните, почему.
8. Каким образом можно изменять величину осевой силы на РУП?
9. В какую сторону действует осевая сила от камеры сгорания (по полету, или против него)? Объясните, почему.
10. В какую сторону действует осевая сила от турбины (по полету, или против него)? Объясните, почему.
11. Каким образом осуществляется разгрузка РУП от осевых сил в ТРД?
12. Каким образом осуществляется разгрузка РУП от осевых сил в ТВД?
13. Какими параметрами можно изменить осевую силу, возникающую в разгрузочной полости?
14. Как определить осевую силу, действующую на ступень осевого компрессора?
15. Из каких элементов образуется ступень осевого компрессора?
16. В чем заключается физический смысл степени реактивности ступени осевого компрессора?
17. Как определить осевую силу, действующую на ротор осевого компрессора?
18. Как определить перепад давления, действующий на рабочую лопатку осевого компрессора?
19. Как определить степень повышения давления на одной ступени осевого компрессора, если известна степень повышения давления всего каскада?
20. Как определить давление на входе в компрессор высокого давления двухвального двигателя, если известны степени повышения давления компрессоров обоих каскадов?
21. Как определить давление на входе в компрессор среднего давления трехвального двигателя, если известны степени повышения давления компрессоров всех каскадов?
22. Как определить давление на входе в турбину одновального двигателя?
23. Как определить давление на входе в турбину ВД для двухвального двигателя?
24. Как определить давление на входе в турбину НД для двухвального двигателя?
25. Как определить давление на входе в турбину СД для трехвального двигателя?
26. Как определить перепад давления, действующий на рабочую лопатку турбины одновального двигателя?
27. Как определить перепад давления, действующий на рабочую лопатку турбины ВД двухвального двигателя?

28. Как определить перепад давления, действующий на рабочую лопатку турбины НД двухвального двигателя?
29. Как определить перепад давления, действующий на рабочую лопатку турбины СД трехвального двигателя?
30. Зачем осуществляется осевая стяжка роторов компрессора и турбины?

10 Пример выполнения лабораторной работы

Расчет проведем для одновального ТРД РД-3М (АМ-3). На рис. 6 представлена конструктивная схема ротора, выполненная на предыдущей работе по изучению конструктивной схемы ротора. Геометрические данные ротора двигателя представлены в таблице 1.

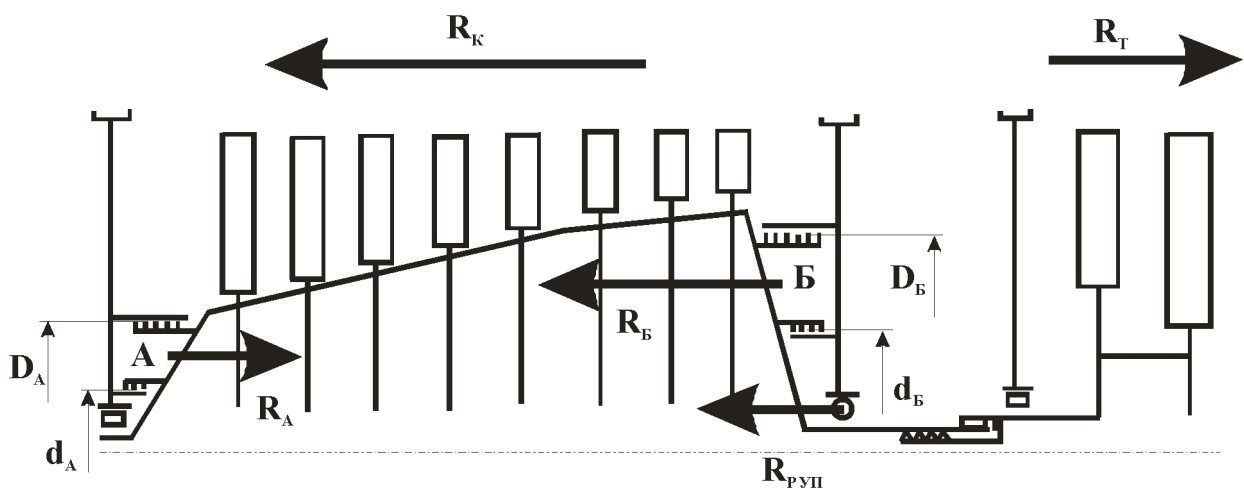


Рисунок 6 - Конструктивная схема ротора двигателя РД-3М (АМ-3)

Таблица 1. Геометрические характеристики ротора ТРД РД-3М (АМ-3)

№ ступени	Втулочный диаметр, см	Диаметр периферии, см
Компрессор		
1	72,8	119
2	80	119
3	87	119
4	93	119
5	97	119
6	101	119
7	102	119
8	102,4	119
Турбина		
1	92,4	122,6
2	85,4	122,6
Разгрузочные полости		
А	$d_A=12$	$D_A=68$
Б	$d_B=18$	$D_B=84$

Из данных по двигателю /1/ определяем степень сжатия компрессора $\pi_k=6,4$. Отсюда для степени сжатия на ступени компрессора согласно формуле (9) получаем $\pi_{cmk}=1,3$.

1. Из данных по двигателю /1/ определяем степень расширения газа на турбине $\pi_m=3,2$. Отсюда для степени расширения на ступени турбины согласно формуле (10) получаем $\pi_{cmk}=1,78$.
2. Определим степень сжатия на рабочих лопатках ступени компрессора согласно формуле (15):

$$\pi_{лвк} = 10^{3,51 \lg \left[0,5 \left(1,3^{0,286} + 1 \right) \right]} = 1,14.$$

3. Определим степень расширения на рабочих лопатках ступени турбины согласно формуле (16)

$$\pi_{лвт} = 10^{-3,51 \lg \left(0,65 + \frac{0,35}{1,78^{0,286}} \right)} = 1,21.$$

4. По формуле (17) определяем давление после рабочей лопатки компрессора

$$P_2 = 1,14 \times 1 = 1,14 \text{ кгс/см}^2.$$

5. По формуле (18) определяем перепад давления на рабочей лопатке компрессора

$$\Delta P_k = P_2 - P_1 = 1,14 \text{ кгс/см}^2 - 1 \text{ кгс/см}^2 = 0,14 \text{ кгс/см}^2.$$

6. По формуле (19) определяем давление после рабочей лопатки турбины. Для этого нужно определить давление P_1 (рис.4б), которое принимаем равным давлению после компрессора, т.е. $P_1 = 6,4 \text{ кгс/см}^2$. Отсюда

$$P_3 = 6,4 / 1,78 = 3,6 \text{ (кгс/см}^2\text{)}.$$

7. Давление P_2 (рис.4б) перед рабочей лопаткой турбины определяется по формуле (20)

$$P_2 = 3,6 \times 1,21 = 4,35 \text{ (кгс/см}^2\text{)}.$$

8. Таким образом, перепад давления на рабочей лопатке турбины определяется по формуле (21)

$$\Delta P_m = P_2 - P_3 = 4,35 - 3,6 = 0,75 \text{ (кгс/см}^2\text{)}.$$

9. Выбираем для расчета 5 ступень компрессора. Согласно таблице 1 для диаметров лопаточного венца имеем: $D_{пер}=119\text{см}$ и $D_{вт}=97\text{см}$.

10. Определяем по формуле (1) площадь ступени компрессора

$$f = \frac{\pi}{4}(119^2 - 97^2) = 3732,2\text{см}^2.$$

11. Определяем по формуле (2) осевую силу, действующую на рабочие лопатки (лопаточные венцы) ступени компрессора

$$R_{лвк} = f(P_2 - P_1) = 3732,2 \times 0,14 = 522,5\text{кгс}.$$

12. По формуле (24) определяем осевую силу, действующую на весь ротор компрессора, учитывая, что он имеет 8 ступеней

$$R_k = 8 \times 522,5 = 4180\text{ (кгс)}.$$

13. Выбираем далее для расчета 1 ступень турбины. Согласно таблице 1 для диаметров лопаточного венца имеем: $D_{пер}=122,6\text{см}$ и $D_{вт}=92,4\text{см}$.

14. Определяем по формуле (1) площадь ступени турбины

$$f = \frac{\pi}{4}(122,6^2 - 92,4^2) = 5100\text{см}^2$$

15. Определяем по формуле (3) осевую силу, действующую на рабочие лопатки (лопаточные венцы) ступени турбины

$$R_{лвт} = f(P_1 - P_2) = 5100 \times 0,75 = 3825\text{кгс}.$$

16. По формуле (24) определяем осевую силу, действующую на весь ротор турбины, учитывая, что он имеет 2 ступени

$$R_m = 2 \times 3825 = 7650\text{кгс}.$$

17. Далее определим величину осевых сил в полостях А и Б, для чего согласно формулам (7) нужно знать давление в этих полостях. Согласно описанию двигателя /1/ примем $P_A=3,5\text{кгс/см}^2$, а $P_B=1,5\text{кгс/см}^2$. Диаметры полостей берем из таблицы 1. Отсюда имеем

$$\begin{aligned} R_A &= 3,5(68^2 - 12^2) \times \pi/4 = 12309\text{ (кгс)}, \\ R_B &= 1,5(84^2 - 18^2) \times \pi/4 = 6732\text{ (кгс)}. \end{aligned}$$

18. Спроектируем все осевые силы, действующие на ротор, на продольную ось двигателя. При этом для определенности направим осевую силу $R_{РУП}$ по полету. Если в результате расчета она окажется отрицательной, то ее нужно будет направить в другую сторону (против полета). Отсюда получим следующее уравнение равновесия для осевых сил:

$$R_K + R_B + R_{РУП} = R_m + R_A.$$

19. Из приведенного уравнения получим формулу для расчета нагрузки на радиально-упорный подшипник:

$$R_{РУП} = R_m + R_A - R_K - R_B = 7650 + 12309 - 4180 - 6732 = 9058 \text{ (кгс)}.$$

20. Из полученного результата делаем вывод, что нагрузка на РУП направлена по полету и превышает по величине допустимые пределы, указанные в разделе 3 лабораторной работы. Следовательно, РУП перегружен. Диаграмма осевых сил, действующих на РУП, представлена на рисунке 7.

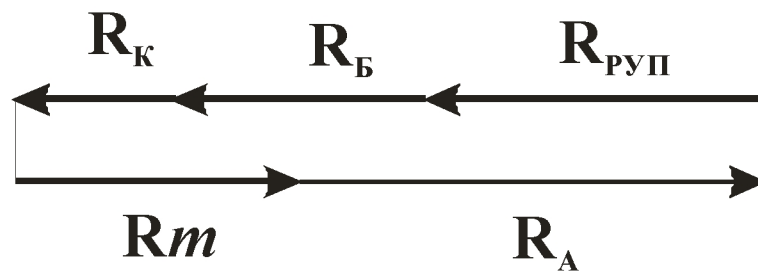


Рисунок 7- Диаграмма осевых сил, действующих на РУП

21. Из анализа конструктивной схемы ротора, приведенной на рис. 6, делаем вывод, что ротора компрессора и турбины растянуты.
22. Снизить нагрузку можно за счет уменьшения силы в разгрузочной полости А:

$$R_{РУП} = R_m + R_A - R_K - R_B = R_A - 3262.$$

23. Согласно формуле (7) для уменьшения $R_{РУП}$ будем увеличивать внутренний диаметр полости А. Примем три значения для d_A : 20, 40, 45 (см). График этой зависимости представлен на рисунке 8, из которого видно, что требуемую величину $R_{РУП}$ обеспечивает уже $d_A = 42 \text{ см}$.

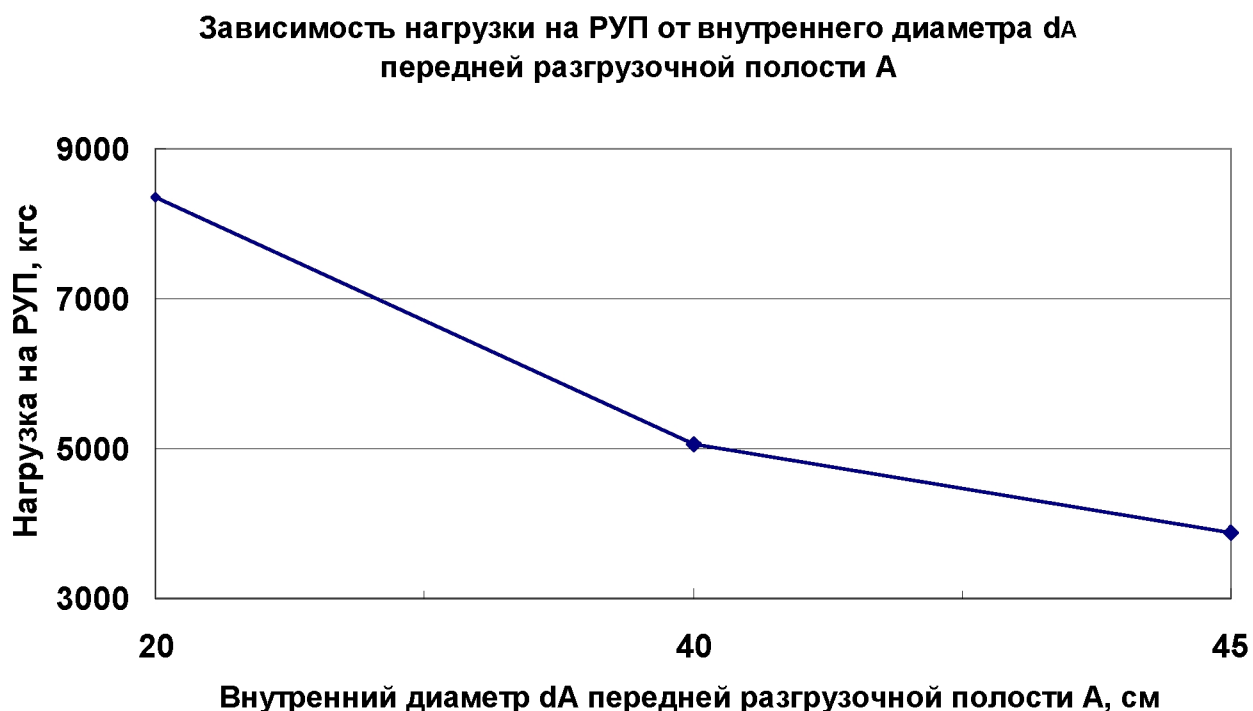


Рисунок 8- Зависимость нагрузки от внутреннего диаметра

Список использованных источников

1. Фельдман, Е.Л. Авиационный турбореактивный двигатель РД-3М-500. Учебное пособие для средних специальных учебных заведений гражданской авиации. Издательство «Транспорт». Москва, 1968г. – 421с.
2. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям [Текст]/И.Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1992. - 672 с.
3. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей: Учебник для студентов вузов по специальности «Авиационные двигатели и энергетические установки»/ С.А. Вьюнов, Ю.А. Гусев, А.В. Карпов и др. Под общ. ред. Д.В. Хромина.- М.: Машиностроение, 1989. - 368 с.

Степени сжатия компрессоров и расширения турбин и реактивных сопел некоторых авиационных ГТД

№ п/п	Двигатель	π_k	Число ступеней	π_T	Число ступеней	π_c
Одновальные двигатели						
1	АИ-24	6,4	10	5,52	3	1,16
2	НК-12	9,2	14	7,9	5	1,16

Двухвальные двигатели											
		$\pi_{k\Sigma}$	КНД		КВД		ТВД		ТНД		π_c
			$\pi_{кнд}$	Число ступеней	$\pi_{квд}$	Число ступеней	$\pi_{твд}$	Число ступеней	$\pi_{тнд}$	Число ступеней	
3	Д20П	12	2,4	3	5	8	2	1	3	2	2
4	Д30	16,2	2,35	4	6,9	10	2,85	2	2,85	2	2
5	АИ-25	8	2,2	3	3,6	8	1,5	1	2,7	2	1,98
6	АЛ-31Ф	23	2,3	4	10	9	2,77	1	2,77	1	3
7	НК-8	10,8	2,2	4	4,9	6	2	1	2,7	2	2
8	Р11Ф2-300	8,7	2,9	3	3	3	1,87	1	1,87	1	2,5

Трехвальные двигатели															
	Двигатель	$\pi_{\kappa\Sigma}$	Вентилятор		КСД		КВД		ТВД		ТСД		Твент		π_c
			$\pi_{\text{в}}$	Число ступеней	$\pi_{\text{КСД}}$	Число ступеней	$\pi_{\text{КВД}}$	Число ступеней	$\pi_{\text{ТВД}}$	Число ступеней	$\pi_{\text{ТСД}}$	Число ступеней	π	Число ступеней	
9	Д-36	20,2	1,39	1	3,8	6	3,8	6	1,5	1	1,5	1	4,9	3	2

Турбовальные двигатели							
	Двигатель	Компрессор		Турбина газогенератора (ГГ)		Свободная турбина (СТ)	
		π	Число ступеней	$\pi_{ГГ}$	Число ступеней	$\pi_{СТ}$	Число ступеней
10	ТВ2-117	6,6	10	3	2	2,2	2
11	ГТД-3Ф	6,5	7	3	2	2,17	1